

вые исключения возможности понижения температуры воздуха в отапливаемых помещениях ниже $+3^{\circ}\text{C}$ в очень многих городах России становятся практически неосуществимыми. Анализ динамики остывания помещений при различном утеплении ограждений и выполненные расчеты показали, что перечисленные выше затруднения полностью снимаются при теплоснабжении зданий построенных с учетом требований [5]. Усредненные результаты расчетов выполненных для случая теплоснабжения районов, застроенных с учетом требований [5] приведены в таблице.

Таблица

Наименование показателя	Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления $t,^{\circ}\text{C}$				
	-10	-20	-30	-40	-50
Диаметр труб тупиковых тепловых сетей, Д, мм	600	500	400	300	200
Длина тупика при утеплении отапливаемых зданий, км	46	15	9,5	6	5,7
Допустимая длина тупика по данным СНиП 41-01, км	8,0	7,5	7,0	6,5	6,0

Представляется целесообразным при теплоснабжении ранее застроенных территорий осуществлять мероприятия по дополнительной теплозащите ограждений отдельных существующих зданий. Методика обоснованного выбора этих зданий с учетом климатических условий и параметров структуры системы теплоснабжения положена в основу специального пограничного обеспечения разработанного в Перм ГТУ.

Библиографический список

1. Ковылянский Я. А., Коротков А. И. Опыт разработки СНиП 41-01 «Системы теплоснабжения» // Промышленная энергетика. 1997. №10. С.34-35.
2. Ковылянский Я. А., Старостенко Н. Н., Журина В. И. Оценка надежности тепловых сетей // Энергетик. 1996. № 11. С.13-15.
3. Ковылянский Я. А., Старостенко Н. Н. Практическая методика количественной оценки надежности систем теплоснабжения при проектировании и в условиях эксплуатации // Теплоэнергетика. 1997. №5. С. 30–32.
4. Попырин Л.С., Дильман М. Д. Живучесть систем теплоснабжения в условиях нерасчетного похолодания // Изв. Ак. Наук. Энергетика. 1998. №2. С108-117.
5. Изменение № 3 СНиП II-3–79*. Строительная теплотехника/ Госстрой СССР. М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1986. 32 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛО-МАССООБМЕНА В ЦИКЛОННО-СТРУЙНОМ АППАРАТЕ

доц. Е.В.МИХАЙЛИШИН, Е.А.МАЛЯР

Уральский государственный технический университет

Уходящие газы нагревательных печей обладают тепловым потенциалом, использование которого может значительно сократить расходы топлива для технологических нужд, целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, уменьшить загрязнение воздушного бассейна, потребление кислорода атмосферы, расходуемого на горение топлива. Так, например, установка контактных теплообменников на выходе продуктов сгорания позволяет подогреть существенное количество воды до температур $50-60^{\circ}\text{C}$ в зависимости от температуры продуктов сгорания.

В данной работе представлены результаты экспериментальных исследований тепло-массообмена (ТМО) закрученного потока в циклонно- струйном аппарате, разработанном на кафедре «Теплогазоснабжение и вентиляция» УГТУ-УПИ.

Экспериментальная установка состоит из вентилятора, регулирующего шибера, камеры статического давления и модели контактного аппарата. Модель содержит цилиндрический корпус диаметром 220 и длиной 550 мм, в котором соосно располагается перфориро-

ванная вставка с глухим торцом. На входе в перфорированную вставку установлен тангенциальный закручиватель (высота щели - 95, ширина - 35 мм), в верхней части - патрубок для подачи жидкости. На выходе из аппарата размещен улиточный раскручиватель. Было испытано четыре вставки одинаковой высоты 420 мм: три цилиндра диаметром 150 мм и конус с диаметром нижнего основания 150, верхнего - 120 мм. Геометрические характеристики перфорированной поверхности приведены в табл. 1, где: f_o - общая площадь отверстий; f_s - площадь поперечного сечения перфорированной вставки; d_o , n_o - соответственно диаметр и количество отверстий.

Таблица 1

Характеристика	Цилиндр №1	Цилиндр №2	Цилиндр №3	Конус
$f_o \cdot 10^{-2}, \text{м}^2$	0,754	1,147	1,127	1,147
$f_i = f_o/f_s$	0,427	0,65	0,638	0,65
$d_o, \text{мм}$	5,3	5,3	8	5,3
$n_o, \text{шт.}$	342	520	224	520

В нижнюю часть перфорированной вставки тангенциально подводится воздух, в верхнюю - подается вода. Для визуальных исследований использовалась прозрачная модель из оргстекла.

Визуальные исследования показали, что жидкость под действием центробежных сил, создаваемых закрученным потоком воздуха, отбрасывается на внутреннюю поверхность вставки, вместе с воздухом продавливается через отверстия в кольцевое пространство, где осуществляется вращательное движение. За счет этого ось струи двухфазного потока, вытекающего из отверстий, изменяет траекторию течения, что приводит к увеличению длины пути движения взаимодействующих сред. Капли жидкости под действием центробежных сил отбрасываются на стенки корпуса, стекают вниз и через сливной патрубок поступают в сборный бак. Обработанный воздух выводится в верхней части корпуса через раскручиватель. Таким образом, во всем объеме аппарата происходит активное взаимодействие жидкости и воздуха за счет увеличения времени и поверхности контакта фаз. Использование эффекта центробежной сепарации в кольцевом пространстве позволяет отказаться от дополнительных устройств для отделения жидкости.

В экспериментах по ТМО расход воздуха изменялся в пределах 0,082-0,146 кг/с, расход воды - 0,046-0,1 кг/с, коэффициент орошения - 0,32-0,72. Расход воды определялся объемным способом. Температуры воды и воздуха на входе в аппарат составляли соответственно 65-78 °С и 25,3-32,2 °С и измерялись лабораторными ртутными термометрами с ценой деления 0,1 °С. Температура воды на выходе измерялась таким же термометром. Температура воздуха в помещении и на выходе из аппарата (по сухому и мокрому термометру) определялась с помощью аспирационного психрометра с ценой деления 0,2 °С. Измерения проводились после установления стационарного режима.

Наиболее характерные результаты исследований представлены на рис. 1 а, б, где Q_v - объемная теплопроизводительность ($Q_v = Q/V$, здесь Q , V - соответственно теплопроизводительность, кВт, и объем аппарата, м³), G - расход воздуха, B_n - коэффициент орошения.

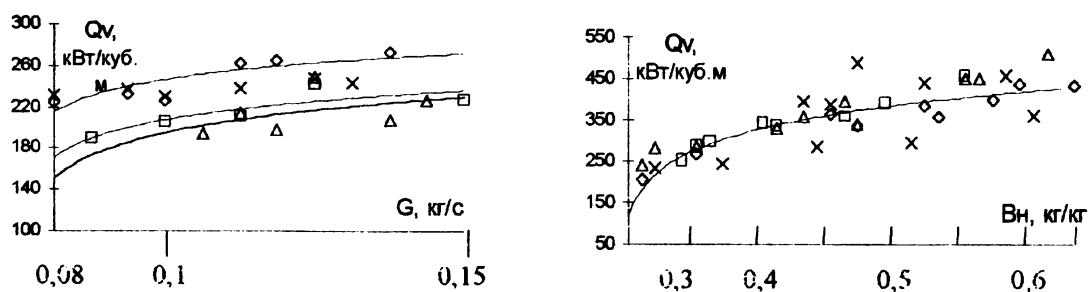


Рис. Зависимость объемной теплопроизводительности Q_v от расхода воздуха G и коэффициента орошения B_n

×- $f_o/f_s=0,427$ ($d_o=5,3$ мм, $n_o=342$); □- $f_o/f_s=0,638$ ($d_o=8$ мм, $n_o=224$);
Δ- $f_o/f_s=0,650$ ($d_o=5,3$ мм, $n_o=520$); ◇- $f_o/f_s=0,650$ (конус, $d_o=5,3$ мм, $n_o=520$).

Анализ результатов показывает, что теплопроизводительность аппарата растет с увеличением расхода воздуха и коэффициента орошения. При малых B_n объемная теплопроизводительность интенсивно возрастает ($130-300 \text{ кВт/м}^3$), а затем с увеличением B_n ее рост замедляется. Характер изменения зависимостей одинаков. При установке конусной вставки процессы ТМО протекают интенсивнее, чем в аппарате с цилиндрами (Q_v выше на 20 - 30 %). Установлено, что теплопроизводительность в пределах погрешности измерений не зависит от f_i , d_o и n_o перфорированных вставок. Существенно влияет на интенсивность процессов ТМО коэффициент орошения и число Рейнольдса.

Коэффициент орошения и начальная температура жидкости оказывают на конечную температуру воздуха по мокрому термометру ($t_{2м}$) влияние, аналогичное влиянию B_n и G на Q_v . В отдельных опытах разница между $t_{2м}$ и конечной температурой воды составляла 1-2 °С, т. е. достигнуты условия, близкие к пределу интенсификации процесса ТМО.

Сравнение испытанного аппарата с наиболее известными конструкциями по объемной теплопроизводительности, приведенное в табл. 2, показывает его высокую эффективность (данные для сравнения приняты из работы [1]).

Таблица 2

Тип аппарата	$t_{ж}, ^\circ\text{C}$	$B_n, \text{кг/кг}$	$Q_v, \text{кВт/м}^3$
Форсуночная камера	70	1,5	70
С орошаемой насадкой	70	≥ 1	97
Центробежный	70	≥ 1	270
Струйный (испытанный)	70	0,52	344

Интенсивность процессов тепло- массообмена в предложенной конструкции выше, чем, например, в аппаратах с орошаемой насадкой на 255 % и центробежном контактном аппарате на 27,4 %, что позволяет уменьшить габариты контактных аппаратов.

Библиографический список

1. Андреев Е.И. Расчет тепло- массообмена в контактных аппаратах. -Л: Энергоатомиздат, 1985.-192 с.

СПЕКТРАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕМПЕРАТУРОПРОВОДНОСТИ ВИБРООЖИЖЕННОГО СЛОЯ

доц. Н.П.ШИРЯЕВА, Е.В.ЯКОВЛЕВ

Уральский государственный технический университет

В виброкипящем слое, как и в псевдооживленном, в общем случае необходимо учитывать внутренний перенос тепла из одной области слоя в другую, которая осуществляется крупномасштабными, средними, мелкомасштабными движениями частиц и их агрегатов в объеме рассматриваемой системы. Поэтому для количественной характеристики такого процесса применяют эффективный коэффициент температуропроводности. Установлено, что роль диффузионных процессов при атмосферном давлении особенно велика в протяженном виброкипящем слое, подтверждением чего является удовлетворительное совпадение опытных и расчетных температурных кривых, полученных методом мгновенного распределения теплового импульса.

Эффективный коэффициент температуропроводности виброоживленного слоя $a_{эф}$ зависит от ряда факторов (амплитуды и частоты вибрации, диаметра частиц, высоты слоя и т.п.), из которых наиболее существенное влияние оказывает частота вибрации ω . Экспериментальные исследования показали, что зависимость $a_{эф}(\omega)$ имеет ярко выраженный максимум.

Для теоретического анализа влияния частоты вибрации на эффективный коэффициент температуропроводности последний был представлен в виде

$$a_{эф}=a_0+D_{\omega}(\omega), D_{\omega}(0)=0$$